

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-235014
(P2001-235014A)

(43) 公開日 平成13年8月31日 (2001.8.31)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テームト* (参考)
F 1 6 H 61/00		F 1 6 H 61/00	3 D 0 3 9
B 6 0 K 17/08		B 6 0 K 17/08	Z 3 J 0 2 8
F 1 6 H 3/44		F 1 6 H 3/44	B 3 J 0 5 2
37/02		37/02	A 3 J 0 6 7
61/28		61/28	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 15 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2000-45536 (P2000-45536)

(22) 出願日 平成12年2月23日 (2000.2.23)

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 福馬 勉

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内

(72) 発明者 江崎 誠司

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内

(74) 代理人 100083013

弁理士 福岡 正明

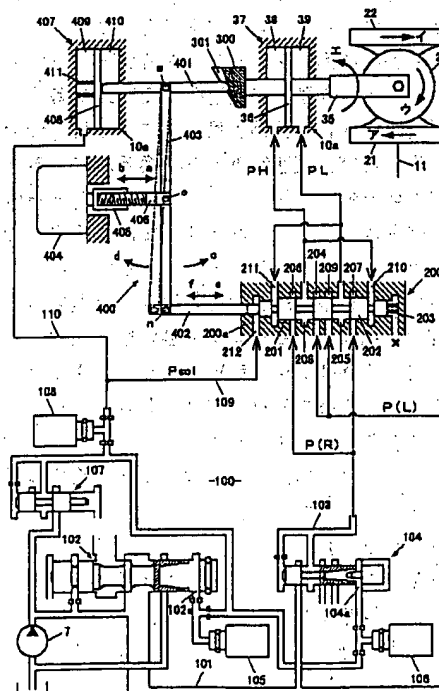
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機の変速比制御装置

(57) 【要約】

【課題】 トロイダル型無段変速機において、高価な三層弁を用いず、単一の移動部材のみを備えた変速制御弁をただ一つだけ備えて、制御形態の異なる二種の変速制御を選択的に実行可能とすることを課題とする。

【解決手段】 トラニオン35の増速室38と減速室39とに増速圧PHと減速圧PLとを供給する変速制御弁200を備える。低速前進時及び後進時に達成させるローモードでは、変速制御弁200のスプール202を、リニアソレノイドバルブ108で生成した制御圧Pso1を用いて、増速圧PHと減速圧PLとの差圧ΔPが所定の値となるように移動させる。高速前進時に達成させるハイモードでは、変速制御弁200のスプール202を、ステップモータ404で操作するリンク402を用いて、増速圧PH及び減速圧PLが変化して差圧ΔPが生じるように移動させる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力ディスクと出力ディスクとの間にパワーローラが介設されたトロイダル型無段変速機構と、上記パワーローラを支持する支持部材に設けられた増速用油圧室及び減速用油圧室と、これらの油圧室に供給する増速用油圧及び減速用油圧を制御する変速制御弁とを含むトロイダル型無段変速機の変速比制御装置であって、車両の駆動源の出力を上記無段変速機構及び遊星歯車機構を経由させて駆動輪側に伝達する経路と遊星歯車機構のみを経由させて駆動輪側に伝達する経路とを有する低速前進時及び後進時の第一の動力伝達経路と、車両の駆動源の出力を上記無段変速機構のみを経由させて駆動輪側に伝達する経路のみを有する高速前進時の第二の動力伝達経路とが設けられていると共に、上記変速制御弁に移動自在に内装された単一の移動部材と、この移動部材を増速用油圧と減速用油圧との差圧が所定の値となるように移動させる第一の移動手段と、同じくこの移動部材を増速用油圧及び減速用油圧が変化するように移動させる第二の移動手段と、第一の動力伝達経路が達成されているときは第一の移動手段による移動部材の移動を実現し、第二の動力伝達経路が達成されているときには第二の移動手段による移動部材の移動を実現する変速制御形態切換手段とが設けられていることを特徴とするトロイダル型無段変速機の変速比制御装置。

【請求項2】 第一の動力伝達経路の達成時と第二の動力伝達経路の達成時とで実現されるトロイダル型無段変速機の最終変速比が同一となる無段変速機構の変速比が存在し、この変速比の実現時に第一、第二の動力伝達経路を切り換える経路切換手段が備えられ、変速制御形態切換手段は、この経路切換手段による動力伝達経路の切換えと同期して、第一、第二の移動手段による移動部材の移動の切換えを行うことを特徴とする請求項1に記載のトロイダル型無段変速機の変速比制御装置。

【請求項3】 経路切換手段による動力伝達経路の切換動作、及び、変速制御形態切換手段による移動部材の移動の切換動作が終了するまで、無段変速機構の変速比を最終変速比が同一となる変速比に保持する変速比保持手段が備えられていることを特徴とする請求項2に記載のトロイダル型無段変速機の変速比制御装置。

【請求項4】 変速制御形態切換手段は、第一の移動手段による移動部材の移動の終了又は開始と、第二の移動手段による移動部材の移動の開始又は終了とを同時に行うことを特徴とする請求項1ないし3のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機の変速比制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明はトロイダル型無段変速機の変速比制御装置に関し、車両に搭載される変速機の技術分野に属する。

【0002】

【従来の技術】 トロイダル型無段変速機では入力ディスクと出力ディスクとの間に介設したパワーローラを傾転させることにより両ディスク間の変速比が無段階に変化する。パワーローラを支持するトラニオンには増速用油圧室と減速用油圧室とが備えられ、増速用油圧室に供給する増速用油圧を高くすると、トラニオンが一方向に移動してパワーローラが増速側に傾転する。逆に、減速用油圧室に供給する減速用油圧を高くすると、トラニオンが他方向に移動してパワーローラが減速側に傾転する。トロイダル型無段変速機における変速比制御はこれらの増速用油圧PH及び減速用油圧PLの制御であり、例えば特開平7-198015号公報に開示されるように、ステップモータを用いて次のように行なわれる。

【0003】 高低二種類の元圧を入力する入力ポートと、増速用油圧PH及び減速用油圧PLを出力する出力ポートとを変速制御弁に備える。この制御弁のスプールをステップモータにより移動させると、元圧の調整比が変化して増速用油圧PH及び減速用油圧PLが増大又は減少する。この油圧PH、PLの増減に伴いトラニオンが移動してパワーローラが傾転し、その傾転角がトラニオンに設けられたカムを介してスプールにフィードバックされる。スプールは傾転角のフィードバックを受けて変速油圧PH、PLの増減を抑制する方向に移動し、そして、目標の傾転量が得られた時点で、変速油圧PH、PLの増減を停止する位置に移動する。

【0004】 この方法においては、まずパワーローラを傾転させるために変速油圧PH、PLを増減する。つまり、スプールを移動させた結果、変速油圧PH、PLが増減しさえすればよいのであって、その場合に、実際にどのような値の変速油圧PH、PL、あるいはこれらの差圧 ΔP が発生しているのかは問題とならない。この方法は、ステップモータのパルス数（スプールの位置）と変速比（パワーローラの傾転角）とがほぼ対応するので、本明細書において特にレシオ制御という。

【0005】 トロイダル型無段変速機にはギヤードニュートラルが実現可能に構成されたものがある。これは、上記のような構成のトロイダル型無段変速機構と遊星歯車機構とを備え、低速前進時及び後進時には、エンジン出力をこれら両機構を経由させて駆動輪側に伝達する経路と、遊星歯車機構のみを経由させて駆動輪側に伝達する経路とを有するローモードの動力伝達経路が達成される。そして、無段変速機構の変速比を所定の変速比に制御すると、遊星歯車機構から取り出される駆動輪側への出力回転がゼロとなってギヤードニュートラルが実現し、この状態から無段変速機構の変速比を増減させると、前進方向あるいは後進方向の出力回転が生成して発進する。

【0006】 一方、高速前進時には、エンジン出力を無段変速機構のみを経由させて駆動輪側に伝達する経路のみを有するハイモードの動力伝達経路が達成され、無段

変速機としての最終変速比が無段変速機構の変速比に応じて直接変化する。

【0007】レシオ制御では、上記ローモードでのギヤードニュートラルの近傍で次のような不具合が生じる。すなわち、ギヤードニュートラルから発進しようとしてアクセルペダルを踏み込んだ瞬間は、まだ無段変速機構を流れるトルクが小さく、パワーローラの傾転力が不足気味であるから、油圧PH、PLを増減させてトラニオンを移動させてもパワーローラがなかなか傾転しない。しかし、トラニオンは移動しているから、フィードバック用のカムを介してスプールの油圧PH、PLの増減が停止する方向に移動され、その結果、実質的に変速油圧PH、PLの増減が立遅れる不感帯が発生する。

【0008】また、スプールの摺動抵抗等によってステップモータのパルス数とスプールの位置との対応関係がずれ、例えばギヤードニュートラルを実現するステップモータのパルス数を出力してもそれに対応する変速比が得られずに前進方向又は後進方向にクリープすることがある。さらに、クリープ力を制御する場合でも、ステップモータのパルス数とクリープ力とがリニアな関係になくその制御が困難である。

【0009】このような不具合に対処するためには、上記のステップモータによる変速油圧PH、PLの増減制御、すなわちレシオ制御に代えて、その差圧 ΔP を直接制御することが有効である。これは、例えば特開平10-103461号公報に開示されるように、リニアソレノイドバルブを用いて制御圧 P_{s01} を生成し、この制御圧 P_{s01} で変速制御弁のスプールを移動させて、トラニオンの増速用油圧室及び減速用油圧室にそれぞれ所定の増速用油圧PH及び減速用油圧PLを供給することにより、トラニオンに目標の差圧 ΔP を確実に作用させるものである。

【0010】この方法では、差圧 ΔP の値を自由に変更でき、トラニオンの位置を直接制御することができるから、ギヤードニュートラルからの発進時において、トルク及び傾転力が小さいときでも、パワーローラが傾転するまで変速油圧PH、PLの増減及び差圧 ΔP を保持することができる。また、ギヤードニュートラルが実現する差圧 ΔP から、該差圧 ΔP をプラス側に増加するか又はマイナス側に減少するかにより、精度よく前進後進の切り換えが可能となる。さらに、差圧 ΔP と無段変速機構を流れるトルクとが比例関係にあるから、クリープ力の制御も容易に行える。この方法は、差圧 ΔP （トラニオンの位置）と無段変速機構を流れるトルクとがほぼ対応するので、本明細書において特にトルク制御という。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】しかし、レシオ制御ではパワーローラの傾転角が変速制御弁にフィードバックされるから変速比の収束性に優れるのに対し、トルク制御では目標の差圧 ΔP を生成するために制御圧 P_{s01}

及びスプールの位置が移ろい易く変速比の収束性に劣るという問題がある。そして、この問題は、特にハイモードでの高回転時に大きな車速の変動となって顕著化する。

【0012】したがって、レシオ制御にとって不利で、トルク制御にとって有利なギヤードニュートラルを含むローモードではトルク制御を行い、逆に、レシオ制御にとって有利で、トルク制御にとって不利な高回転のハイモードではレシオ制御を行う等、両変速制御を走行状態に応じて使い分けるようにすればドライブフィーリングが大幅に改善されて好ましい。

【0013】しかしながら、両制御を実行可能とするためには、各制御用の変速制御弁をそれぞれ備えなければならず、油圧制御回路の複雑化、トロイダル型無段変速機のコストアップを招来する。この問題に対処するためには、例えばボア内にスプールとスリーブとの二つの移動部材を相対移動自在に内装した三層弁を用いれば、単一の変速制御弁で両制御を実行することも可能ではあるが、三層弁はコストが高く、汎用的でない。

【0014】そこで、本発明は、トロイダル型無段変速機の変速比制御装置において、三層弁を用いず、単一の移動部材のみを備えた変速制御弁をただ一つだけ備えて、レシオ制御とトルク制御との両変速制御を明確に切り分けて実行可能とすることを課題とする。以下、その他の課題を含め、本発明を詳しく説明する。

【0015】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するため、本願の特許請求の範囲における請求項1に記載の発明は、入力ディスクと出力ディスクとの間にパワーローラが介設されたトロイダル型無段変速機構と、上記パワーローラを支持する支持部材に設けられた増速用油圧室及び減速用油圧室と、これらの油圧室に供給する増速用油圧及び減速用油圧を制御する変速制御弁とを含むトロイダル型無段変速機の変速比制御装置であって、車両の駆動源の出力を上記無段変速機構及び遊星歯車機構を経由させて駆動輪側に伝達する経路と遊星歯車機構のみを経由させて駆動輪側に伝達する経路とを有する低速前進時及び後進時の第一の動力伝達経路と、車両の駆動源の出力を上記無段変速機構のみを経由させて駆動輪側に伝達する経路のみを有する高速前進時の第二の動力伝達経路とが設けられていると共に、上記変速制御弁に移動自在に内装された単一の移動部材と、この移動部材を増速用油圧と減速用油圧との差圧が所定の値となるように移動させる第一の移動手段と、同じくこの移動部材を増速用油圧及び減速用油圧が変化するように移動させる第二の移動手段と、第一の動力伝達経路が達成されているときは第一の移動手段による移動部材の移動を実現し、第二の動力伝達経路が達成されているときには第二の移動手段による移動部材の移動を実現する変速制御形態切換手段とが設けられていることを特徴とする。

【0016】この発明によれば、第一の移動手段によって、増速用油圧と減速用油圧との差圧が所定の値となるように変速制御弁の移動部材が移動されたときには、トルク制御が実現し、第二の移動手段によって、増速用油圧及び減速用油圧が変化するように変速制御弁の移動部材が移動されたときには、レシオ制御が実現する。

【0017】そして、このトルク制御とレシオ制御とが変速制御形態切換手段によって選択的に切り換えられるから、単一の移動部材のみを備えた変速制御弁をただ一つだけ使って、トルク制御とレシオ制御との両変速制御が明確に切り分けられて実行可能となる。

【0018】そして、そのうえで、上記変速制御形態切換手段が、低速前進時及び後進時にローモードに相当する第一の動力伝達経路が達成されているときはトルク制御を実行し、高速前進時にハイモードに相当する第二の動力伝達経路が達成されているときにはレシオ制御を実行するから、両変速制御が走行状態に応じて適切に使い分けられ、ローモードでのギヤードニュートラルの再現性等に優れ、且つ、ハイモードでの高車速時における変速比の収束性等に優れる最適な変速制御が全走行領域で安定して実現する。

【0019】次に、請求項2に記載の発明は、上記請求項1に記載の発明において、第一の動力伝達経路の達成時と第二の動力伝達経路の達成時とで実現されるトロイダル型無段変速機構の最終変速比が同一となる無段変速機構の変速比が存在し、この変速比の実現時に第一、第二の動力伝達経路を切り換える経路切換手段が備えられ、変速制御形態切換手段は、この経路切換手段による動力伝達経路の切換えと同期して、第一、第二の移動手段による移動部材の移動の切換えを行うことを特徴とする。

【0020】この発明によれば、ローモードとハイモードとが、両モードで最終変速比が同一となる無段変速機構の変速比が実現するときに、経路切換手段によって選択的に切り換えられるから、最終変速比を段差なく滑らかに移行させながら両モードの切換えを行うことが可能となる。

【0021】そして、そのうえで、変速制御形態切換手段が、このモードの切換えと同期して、つまり、両モードで最終変速比が同一であるときに、トルク制御とレシオ制御との切換えを行うから、たとえこの変速制御形態の切換えに伴ってトラニオンに供給される差圧 ΔP が変動しても、最終変速比の変動が極めて低く抑制され、モードの切換えによるショックと共に、変速制御形態の切換えによるショックが抑制される。

【0022】次に、請求項3に記載の発明は、上記請求項2に記載の発明において、経路切換手段による動力伝達経路の切換動作、及び、変速制御形態切換手段による移動部材の移動の切換動作が終了するまで、無段変速機構の変速比を最終変速比が同一となる変速比に保持する変速比保持手段が備えられていることを特徴とする。

【0023】この発明によれば、モードの切換動作が終了するまで最終変速比が両モードで同一の変速比に保持されるばかりでなく、変速制御形態の切換動作が終了するまでもまた最終変速比が両モードで同一の変速比に保持されるから、モードの切換え及び変速制御形態の切換えによるショックの抑制がより一層確実に保証される。

【0024】次に、請求項4に記載の発明は、上記請求項1ないし3のいずれかに記載の発明において、変速制御形態切換手段は、第一の移動手段による移動部材の移動の終了又は開始と、第二の移動手段による移動部材の移動の開始又は終了とを同時に行うことを特徴とする。

【0025】この発明によれば、トルク制御の終了とレシオ制御の開始とが同時に行われ、また、レシオ制御の終了とトルク制御の開始とが同時に行われるから、相互に異なる形態の変速制御がオーバーラップせず、且つ変速制御自体が途切れない。それゆえ、両変速制御の切換えが、明確に切り分けられて、滑らかに移行し、これによっても、最終変速比の変動の抑制、及び変速制御形態の切換えによるショックの抑制が図られる。以下、発明の実施の形態を通して、本発明をさらに詳しく説明する。

【0026】

【発明の実施の形態】図1に示すように、本実施の形態に係るトロイダル型無段変速機10は、エンジン1の出力軸2にトーショナルダンパ3を介して連結され、車両の横方向に延びる入力軸11と、この入力軸11の外側に遊嵌合された中空軸12と、これらの軸11、12に平行に配置された出力軸13とを有する。入力軸11及び中空軸12には、トロイダル型の第1、第2無段変速機構20、30及びローディングカム40が配設され、出力軸13には、遊星歯車機構50、ローモードクラッチ60及びハイモードクラッチ70が配設されている。また、入力軸11及び中空軸12と出力軸13との間に、ローモードギヤ列80及びハイモードギヤ列90が介設されている。

【0027】二つの無段変速機構20、30はほぼ同一の構成である。いずれも、対向面がトロイダル面である入力ディスク21、31及び出力ディスク22、32を有し、これらのディスク21、22;31、32間に動力を伝達するパワーローラー23、33が2つずつ介設されている。第1無段変速機構20は、入力ディスク21が反エンジン側に、出力ディスク22がエンジン側に配置され、第2無段変速機構30は、入力ディスク31がエンジン側に、出力ディスク32が反エンジン側に配置されている。そして、二つの入力ディスク21、31はそれぞれ中空軸12の両端部に結合され、二つの出力ディスク22、32は一体化されて（以下、「一体化出力ディスク34」又は単に「出力ディスク34」という）、中空軸12の中間部に回転自在に支持されている。

【0028】無段変速機構20、30のエンジン側にはローモードギヤ列80の第1ギヤ81が入力軸11に結合され、一体化出力ディスク34の外周にはハイモードギヤ列90の第1ギヤ91が結合されている。出力軸13の中間部には遊星歯車機構50が配設され、この遊星歯車機構50のエンジン側にはローモードギヤ列80の第2ギヤ82が出力軸13に回転自在に支持されて、アイドルギヤ83を介して第1ギヤ81と連結し、遊星歯車機構50の反エンジン側にはハイモードギヤ列90の第2ギヤ92が出力軸13に回転自在に支持されて、第1ギヤ91と噛み合っている。

【0029】ローモードギヤ列80の第2ギヤ82と遊星歯車機構50のピニオンキャリア51との間には、これらを連結、遮断するローモードクラッチ60が、また、ハイモードギヤ列90の第2ギヤ92と出力軸13との間には、これらを連結、遮断するハイモードクラッチ70が介設されている。そして、遊星歯車機構50のサンギヤ52とハイモードギヤ列90の第2ギヤ92とが連結され、遊星歯車機構50のインターナルギヤ53と出力軸13とが結合されている。

【0030】出力軸13のエンジン側の端部には出力ギヤ列4の第1ギヤ4aが結合され、アイドルギヤ4cを介してディファレンシャル装置5に設けられた第2ギヤ4bと連結されている。ディファレンシャル装置5から左右に延びる駆動軸6a、6bには、図示しない左右の駆動輪が設けられている。また、入力軸11には、図示しないオイルポンプ7が設けられている。

【0031】このような構成において、ローモードクラッチ60を締結し、ハイモードクラッチ70を解放したローモードでは、入力軸11に入力されたエンジン1の出力がローディングカム40を経て第1無段変速機構20の入力ディスク21に入力されると同時に中空軸12を経て第2無段変速機構30の入力ディスク31にも入力され、それぞれパワーローラー23、23;33、33を介して一体化出力ディスク34に伝達されたのち、ハイモードギヤ列90を経て遊星歯車機構50のサンギヤ52に伝達される。また、入力軸11に入力されたエンジン1の出力がローモードギヤ列80及びローモードクラッチ60を経て遊星歯車機構50のピニオンキャリア51に伝達される。

【0032】このように、遊星歯車機構50には、エンジン1の出力が無段変速機構20、30を経由して伝達されると同時に、ローモードクラッチ60を経由して直接伝達される。このとき、無段変速機構20、30の変速比を所定の変速比に制御してサンギヤ52とピニオンキャリア51との回転速度の比を所定の速度比に制御することにより、インターナルギヤ53の回転、すなわち出力軸13の回転がゼロとなり、ギヤードニュートラルの状態が実現する。

【0033】そして、このギヤードニュートラルの状態

から、無段変速機構20、30の変速比を増減変化させてサンギヤ52とピニオンキャリア51との回転速度の比を変化させることにより、インターナルギヤ53ないし出力軸13が前進方向または後進方向に回転し、車両が発進する。

【0034】一方、ローモードクラッチ60を解放し、ハイモードクラッチ70を締結したハイモードでは、入力軸11に入力されたエンジン1の出力がローディングカム40及び中空軸12を経て無段変速機構20、30の入力ディスク21、31に入力され、それぞれパワーローラー23、23;33、33を介して一体化出力ディスク34に伝達されたのち、ハイモードギヤ列90及びハイモードクラッチ70を経て出力軸13に伝達される。

【0035】このとき、ローモードクラッチ60は解放されているから、エンジン1の出力がローモードギヤ列80及びローモードクラッチ60を経て遊星歯車機構50に直接入力される経路が遮断され、遊星歯車機構50は空転状態となって、無段変速機構10の変速比（最終変速比）を無段変速機構20、30の変速比（トロイダル変速比）に直接対応させて制御することができる。

【0036】図2に示すように、パワーローラー（第1無段変速機構20を例にする）23は、支持部材としてのトラニオン35に回転自在に支持されている。トラニオン35にはピストン36が設けられ、変速機ケース10aに形成されたシリンダ室37を増速用油圧室38と減速用油圧室39とに画成する。

【0037】無段変速機構10の油圧制御回路100には、オイルポンプ7から吐出される作動油の圧力を所定のライン圧P(L)に調整してメインライン101に出力するレギュレータバルブ102と、上記メインライン101から供給されるライン圧P(L)を該ライン圧より低い所定のリリーフ圧P(R)に調整してリリーフライン103に出力するリリーフバルブ104と、これらのライン圧P(L)及びリリーフ圧P(R)の供給を受けて、増速用油圧室38及び減速用油圧室39に増速用油圧PH及び減速用油圧PLを出力する変速制御弁200とが配設されている。

【0038】レギュレータバルブ102及びリリーフバルブ104には、それぞれライン圧P(L)又はリリーフ圧P(R)の調整値を制御するリニアソレノイドバルブ105、106が備えられている。これらのリニアソレノイドバルブ105、106は、レデューシングバルブ107で生成された一定圧を所定の制御圧に調整して上記レギュレータバルブ102及びリリーフバルブ104の制御ポート102a、104aに供給する。

【0039】変速制御弁200は、バルブボディ200aに形成されたボア201内に軸方向に移動自在に嵌合されたスプール202を有する。スプール202はスプリング203により常に図面上左方向へ付勢されてい

る。

【0040】ボア201の中央部には、メインライン101に接続された第1、第2ライン圧ポート204、205が、また、該ポート204、205を挟んで両側方には、リリーフ圧ライン103に接続された第1、第2リリーフ圧ポート206、207が設けられている。

【0041】さらに、第1ライン圧ポート204と第1リリーフ圧ポート206との間には、増速用油圧室38に接続された増速圧ポート208が、また、第2ライン圧ポート205と第2リリーフ圧ポート207の間には、減速用油圧室39に接続された減速圧ポート209が設けられている。その場合に、増速圧ポート208及び減速圧ポート209から出力された増速用油圧PH及び減速用油圧PLはポート210、211を介して受圧面積の異なるスプール202の端部に付与される。

【0042】ボア201の一端部には制御圧ポート212が設けられ、この制御圧ポート212とレデューシングバルブ107との間に、変速制御の一の形態としてのトルク制御を行うためのリニアソレノイドバルブ108が配設されている。このトルク制御用リニアソレノイドバルブ108は、レデューシングバルブ107で生成された一定圧を無段変速機構20を流れるトルクに応じた所定の制御圧Psolに調整して上記変速制御弁200の制御圧ポート212に供給する。

【0043】トラニオン35の後端部には、螺旋面状のカム面301を有するプリセカム300が設けられている。そして、このカム300と変速制御弁200との間にリンク機構400が備えられている。

【0044】このリンク機構400は、上記カム300のカム面301に当接する第1リンク401と、変速制御弁200のボア201内に突入してスプール202の一端面に当接する第2リンク402と、これらの第1、第2リンク401、402に連結点m、nで連結された第3リンク403とを有し、この第3リンク403の中間部分に、変速制御の別の形態としてのレシオ制御を行うためのステップモータ404が配設されている。

【0045】ステップモータ404の出力軸は第3リンク403の方向に延び、その先端に内周面が螺子面とされたキャップ405が取り付けられている。キャップ405には、外周面が螺子面とされたロッド406が螺合され、該ロッド406の他端部が第3リンク403の中間点oに連結されている。ロッド406は第3リンク403により回り止めされ、ステップモータ404の出力軸の回転により矢印a、b方向に進退して第3リンク403を移動させる。

【0046】なお、第1リンク401は、第3リンク403との連結点mを超えてさらに延び、その先端部が、変速機ケース10aに形成された第2のシリンダ室407に突入している。このシリンダ室407は、後述するように、パワーローラ23及びトラニオン35の自励振

動を抑制するためのもので、ピストン408により画成された二つの油圧室409、410を有する。

【0047】第3リンク403の延設端部は上記ピストン408に当接し、該ピストン408はスプリング411により第3リンク403の方向に付勢されている。また、スプリング411が内装された油圧室409と制御圧Psolライン109との間に、補正圧ライン110が設けられている。

【0048】図3に示すように、この無段変速機10のコントロールユニット500は、車速を検出する車速センサ501、エンジン1の回転数を検出するエンジン回転数センサ502、エンジン1のスロットル開度を検出するスロットル開度センサ503、レンジを検出するレンジセンサ504、作動油の温度を検出する油温センサ505、無段変速機構20、30の入力回転数及び出力回転数をそれぞれ検出する入力回転数センサ506及び出力回転数センサ507、アクセルペダルの解放を検出するアイドルスイッチ508、ブレーキペダルの踏み込みを検出するブレーキスイッチ509等からの信号を入力し、これらのセンサやスイッチからの信号が示す車両ないしエンジン1の運転状態に基づいて、ライン圧制御用及びリリーフ圧制御用のリニアソレノイドバルブ105、106、ローモードクラッチ60作動用及びハイモードクラッチ70作動用のソレノイドバルブ510、511、変速制御の一の形態としてのトルク制御用のリニアソレノイドバルブ108、変速制御の別の形態としてのレシオ制御用のステップモータ404等に制御信号を出力する。

【0049】変速制御を全てステップモータ404を用いるレシオ制御で行った場合に、ステップモータ404に出力する制御信号のパルス数に対する無段変速機構20、30の変速比、すなわちトロイダル変速比の変化の特性は図4に示すようになり、また、無段変速機10の変速比、すなわち最終変速比の変化の特性は図5に示すようになる。

【0050】図示したように、トロイダル変速比については、パルス数が増加するに従って小さくなる（増速する）。一方、最終変速比については、ハイモードでは、トロイダル変速比と同様の特性となる（符号H）。これに対し、ローモードでは、ギヤードニュートラルで無限大となり、これよりパルス数が減少するに従って小さくなり（増速し）、Dレンジ（前進）のローモードが実現する（符号L）。符号Xで示すように、Dレンジのローモード特性Lとハイモード特性Hとは所定のパルス数PXで交差し、このポイントXでローモードクラッチ60とハイモードクラッチ70との掛替えを行うことにより、最終変速比を滑らかに変化させながら、モードを切り換えることができる。また、ギヤードニュートラルよりパルス数が増加するに従って最終変速比は大きくなり、Rレンジ（後進）の特性Rが得られる。

【0051】変速制御を全てステップモータ404を用いるレシオ制御で行った場合、最終変速比の制御はおおよそ次のようなものとなる。まず、コントロールユニット500は、車速センサ501及びスロットル開度センサ503からの信号に基づいて、現時点の車速Vとスロットル開度 θ とを読み取り、これらを図6に示す特性にあてはめて、目標エンジン回転数 N_{eo} を決定する。そして、この目標エンジン回転数 N_{eo} に対応する最終変速比（図6において角度 α で表わされる）が得られるように、図5の特性に基づいて、ステップモータ404に対するパルス制御と、ソレノイドバルブ510、511に対するローモードクラッチ60及びハイモードクラッチ70の締結制御とを行う。

【0052】このような構成において、この無段変速機10では、ローモードクラッチ60を締結し、ハイモードクラッチ70を解放したローモードでは、リニアソレノイドバルブ108で生成された制御圧 P_{s01} を用いたトルク制御が行われる。

【0053】このとき、ステップモータ404はロッド406を矢印b方向に最も後退させる。これにより、第3リンク403が、図2に鎖線で示すように、第1リンク401との連結点mを支点として矢印d方向に揺動し、第2リンク402が矢印f方向に移動して、変速制御弁200のスプール202と接触しないように退避する。

【0054】その場合に、第2リンク402の退避位置は、常に一定の位置を維持するように制御される。その結果、制御圧ポート212の容積が常に一定に維持される。これにより、該ポート212にトルク制御用リニアソレノイドバルブ108から供給される制御圧 P_{s01} が常に適正にスプール202に作用することになる。

【0055】これに対し、第2リンク402の退避位置がばらついていると、制御圧ポート212の容積が変動し、例えば、ローモードとハイモードとの切り換え毎に、制御圧 P_{s01} がスプール202に作用するタイミングが変化する等の不具合が生じる。そして、それを解消するために、そのようなタイミング変化を考慮した複雑な制御が必要となる等の好ましくない結果を招く。

【0056】いま、スプール202が図2に示した位置にあるとする。このとき、該スプール202を介しての増速圧ポート208と第1ライン圧ポート204及び第1リリーフ圧ポート206との連通度と、同じくスプール202を介しての減速圧ポート209と第2ライン圧ポート205及び第2リリーフ圧ポート207との連通度とが相等しい。その結果、増速圧ポート208から増速用油圧室38に供給される増速用油圧PHと、減速圧ポート209から減速用油圧室39に供給される減速用油圧PLとが同じ油圧に調整されて、その差圧 ΔP がゼロとなり、パワーローラ23は入力軸11ないし中空軸12の軸線上に位置している。

【0057】この状態から、制御圧 P_{s01} を高めると、スプール202がスプリング203の付勢力に抗して図面上右方向に移動する。その結果、増速圧ポート208と第1ライン圧ポート204との連通度、及び減速圧ポート209と第2リリーフ圧ポート207との連通度が大きくなる。これにより、増速用油圧PHが減速用油圧PLよりも高くなり、その差圧 ΔP （ $=PH-PL$ ）によって、トラニオン35が図面上右方向に移動し、パワーローラ23がディスク21、22に対して右方向に移動する。

【0058】このとき、入力ディスク21、出力ディスク22、及びパワーローラ23がそれぞれ矢印ア、イ、ウの方向に回転しているとする、パワーローラ23は、入力ディスク21からは手前方向の傾転力を受け、出力ディスク22からは向う方向の傾転力を受ける。その結果、パワーローラ23及びトラニオン35は、矢印エ方向に傾転し、パワーローラ23と入力ディスク21との接触位置は半径方向の外側に、パワーローラ23と出力ディスク22との接触位置は半径方向の内側に移動して、トロイダル変速比が小さくなる（増速）。

【0059】パワーローラ23及びトラニオン35が矢印エ方向に傾転すると、カム300もまた矢印エ方向に回転することにより、該カム300と第1リンク401との当接位置が制振用シリンダ室407のスプリング411の付勢力によって右方向に移動する。その結果、第3リンク403がロッド406との連結点oを支点としてますますd方向に傾き、第2リンク402が変速制御弁200のスプール202からますますf方向に退避する。

【0060】以上により、変速制御弁200のスプール202は、第2リンク402で右方向に押圧されるようなことがなく、制御圧 P_{s01} の増大により右方向に移動した位置が変化しない。したがって、増速圧ポート208及び減速圧ポート209と第1ライン圧ポート204、205及びリリーフ圧ポート206、207との連通度が保持されて、増速用油圧PHと減速用油圧PLとの差圧 ΔP を安定して制御圧 P_{s01} によって直接制御することができる。

【0061】ここで、リニアソレノイドバルブ108で生成され、変速制御弁200の制御圧ポート211に供給される制御圧 P_{s01} によって直接的に制御される増速用油圧PHと減速用油圧PLとの差圧 ΔP と、トルクとの関係はおおよそ図7に示すようになる。

【0062】以上に準じて、制御圧 P_{s01} を低めて、スプール202を左方向に移動させると、パワーローラ23及びトラニオン35は、反矢印エ方向に傾転し、トロイダル変速比が大きくなる（減速）。そして、カム300が反矢印エ方向に回転することにより、該カム300と第1リンク401との当接位置が制振用シリンダ室407のスプリング411の付勢力に抗して左方向に移

動する。

【0063】その結果、第3リンク403がロッド406との連結点oを支点として傾きが少なくなる矢印c方向に揺動し、第2リンク402が変速制御弁200のスプール202に矢印e方向に接近することになる。しかしながら、第2リンク402が決してスプール202に接触しないように、ロッド406がステップモータ404によって後退されている。

【0064】以上により、やはり、変速制御弁200のスプール202は、第2リンク402で右方向に押圧されるようなことがなく、制御圧Pso1の低下により左方向に移動した位置が変化しない。したがって、増側圧ポート208及び減側圧ポート209と、ライン圧ポート204、205及びリリーフ圧ポート206、207との連通度が保持されて、増速用油圧PHと減速用油圧PLとの差圧 ΔP を安定して制御圧Pso1によって直接制御することができる。

【0065】なお、ここで、このトルク制御中に、第1リンク401の左右方向の移動に伴い、制振用シリンダ室407のピストン408が同じく左右方向に移動して、各油圧室409、410の容量が増減変化する。

【0066】特に、補正圧ライン110で制御圧Pso1ライン109と接続された補正油圧室409は、制御圧Pso1が高められてスプール202が右方向に移動したときは容量が増大し、逆に、制御圧Pso1が低められてスプール202が左方向に移動したときは容量が減少する。

【0067】その結果、制御圧Pso1が高められたときは、補正油圧室409の容量の増大によって、該制御圧Pso1が低下し、逆に、制御圧Pso1が低められたときは、補正油圧室409の容量の減少によって、該制御圧Pso1が増加する。

【0068】それゆえ、スプール202が右方向に移動したときは、該スプール202が元の左方向に帰ろうとし、スプール202が左方向に移動したときは、該スプール202が元の右方向に帰ろうとして、いずれも、増側圧ポート208及び減側圧ポート209と、ライン圧ポート204、205及びリリーフ圧ポート206、207との連通度の変化をもたらし、増速用油圧PHと減速用油圧PLとの差圧 ΔP の直接制御の支障となる。

【0069】そこで、コントロールユニット500は、このトルク制御中は、補正油圧室409の容量の増減による影響を打ち消して、スプール202に印可される制御圧Pso1が一定となるように、リニアソレノイドバルブ108に対するデューティ率を制御する。

【0070】なお、この制振用シリンダ室407は、主として次のような目的のために、この無段変速機10に設けられている。

【0071】例えば、ローモードのギヤードニュートラルにおいて、ブレーキペダルを踏み込んで停車している

と、エンジン出力軸2に最初に発生した微小な振り振動が無段変速機構20、30に伝わり、トラニオン35の位置及びパワーローラ23の傾転角が微少に変動していたものが、自励振動によって大きく成長して、トラニオン35の位置及びパワーローラ23の傾転角が次第に大きく振動するようになり、出力軸13に大きなトルク変動が発生する。

【0072】しかし、この制振用シリンダ室407を設けていると、トラニオン35が振動により例えば右方向に変位したときは、カム300、第1リンク401、及びピストン408の右方向への移動に伴い、補正油圧室409の容量が増大する結果、制御圧Pso1が低下し、スプール202が左方向に移動して、減速用油圧PLが増大し、増速用油圧PHが減少するから、トラニオン35が左方向に押し戻され、振動が抑制される。

【0073】これに準じて、トラニオン35が振動により左方向に変位したときにも、トラニオン35が右方向に押し戻され、振動が抑制される。

【0074】一方、この無段変速機10では、ハイモードクラッチ70を締結し、ローモードクラッチ60を解放したハイモードでは、ステップモータ404を用いたレシオ制御が行われる。

【0075】このとき、ステップモータ404はロッド406を矢印a方向に進出させる。これにより、第3リンク403が、図2に実線で示すように、第1リンク401との連結点mを支点としてc方向に揺動し、第2リンク402がe方向に移動して、変速制御弁200のスプール202に当接する。

【0076】一方、トルク制御用のリニアソレノイドバルブ108はドレインされて、制御圧ポート211内は油圧が印加されない状態に保持される。

【0077】いま、トルク制御で説明したと同様、スプール202が図2に示した位置にあるとする。このとき、該スプール202を介しての増速圧ポート208と第1ライン圧ポート204及び第1リリーフ圧ポート206との連通度と、同じくスプール202を介しての減速圧ポート209と第2ライン圧ポート205及び第2リリーフ圧ポート207との連通度とが相等しい。その結果、増速圧ポート208から増速用油圧室38に供給される増速用油圧PHと、減速圧ポート209から減速用油圧室39に供給される減速用油圧PLとが同じ油圧に調整されて、その差圧 ΔP がゼロとなり、パワーローラ23は入力軸11ないし中空軸12の軸線上に位置している。

【0078】この状態から、ロッド406をステップモータ404によりa方向に進出させると、第3リンク403が第1リンク401との連結点mを支点としてc方向に揺動し、第2リンク402がe方向に移動して、スプール202がこの第2リンク402の移動を受けて図面上右方向に移動する。その結果、増速圧ポート208

と第1ライン圧ポート204との連通度、及び減速圧ポート209と第2リリーフ圧ポート207との連通度が大きくなる。これにより、増速用油圧PHが減速用油圧PLよりも高くなり、その差圧 ΔP ($=PH-PL$) によって、トラニオン35が右方向に移動し、パワーローラ23がディスク21, 22に対して右方向に移動する。そして、パワーローラ23及びトラニオン35が、矢印エ方向に傾転して、トロイダル変速比が小さくなる(増速)。

【0079】パワーローラ23及びトラニオン35が矢印エ方向に傾転すると、その傾転が、カム300及びリンク機構400を介して変速制御弁200にフィードバックされる。すなわち、パワーローラ23等の傾転に伴い、カム300もまた矢印エ方向に回転することにより、該カム300と第1リンク401との当接位置が制振用シリンダ室407のスプリング411の付勢力によって右方向に移動する。その結果、第3リンク403がロッド406との連結点oを支点としてd方向に揺動し、第2リンク402がf方向に移動して、スプール202がスプリング203の付勢力により図面上左方向に移動する。

【0080】したがって、増速圧ポート208と第1ライン圧ポート204との連通度、及び減速圧ポート209と第2リリーフ圧ポート207との連通度が小さくなる。このとき、最初にステップモータ404のパルス数により移動させたスプール202の移動量と、パワーローラ23の傾転角とが対応するから、スプール202は元の位置に戻り、上記の増速圧ポート208と第1ライン圧ポート204との連通度、及び減速圧ポート209と第2リリーフ圧ポート207との連通度が元に戻る。これにより、増速用油圧PHと減速用油圧PLとが再び同じ油圧に戻り、差圧 ΔP がなくなって、パワーローラ23は、今回達成された傾転角度、すなわち無段変速機構20の変速比を維持したまま再び入力軸11の軸線上の位置に戻る。

【0081】以上に準じて、ロッド406をステップモータ404によりも方向に進出させ、スプール202を左方向に移動させると、パワーローラ23及びトラニオン35は、反矢印エ方向に傾転し、トロイダル変速比が大きくなる(減速)。そして、その傾転が、同じくカム300及びリンク機構400を介して変速制御弁200にフィードバックされ、スプール202が右方向に移動して元の位置に戻り、再び差圧 ΔP がなくなって、パワーローラ23は、今回達成された傾転角度、すなわち無段変速機構20の変速比を維持したまま再び入力軸11の軸線上の位置に戻る。

【0082】なお、ここで、このレシオ制御中にも、第1リンク401の左右方向の移動に伴い、制振用シリンダ室407のピストン408が同じく左右方向に移動して、各油圧室409, 410、特に補正油圧室409の

容量が増減変化するが、制御圧Pso1がドレインされているから、トルク制御時のようにその補正油圧室409の容量の増減によってスプール202の位置が変化して変速制御が支障を受けるような問題はない。

【0083】以上のようなトルク制御とレシオ制御との具体的な切換動作の一例をフローチャートで示せば図8のようになる。

【0084】まず、ステップS1で、ローモードであるか否かを判定し、ローモードのときはステップS2に、ハイモードのときはステップ9に進む。

【0085】ステップS2では、トルク制御を実行する。すなわち、ステップモータ404でロッド406を最後退位置まで後退させると共に、リニアソレノイドバルブ108で制御圧Pso1を制御して変速を実行する。

【0086】次いで、ステップS3で、最終変速比Rが所定の変速比Rtrより小さいか否かを判定する。この所定変速比Rtrは、トルク制御からレシオ制御への切換動作を開始するときの最終変速比であり、図5に示すように、ローモードLとハイモードHとの切換ポイントXにおける最終変速比RCより大きな値に設定されている。

【0087】なお、この切換判定変速比Rtrは、好ましくは、最終変速比Rが切換ポイント変速比RCに至るまでの時間を考慮して設定されている。

【0088】その結果、YESのときは、ステップS4に進む。つまり、モード切換ポイントXに至る手前から、トルク制御からレシオ制御への切換動作を開始するのである。

【0089】次いで、ステップS4で、制御圧Pso1によるトルク制御を実行しつつ、ステップモータ404に対して、ローモードLとハイモードHとの切換ポイントXにおける最終変速比RCを実現するパルス数PXを出力する。つまり、ロッド406あるいは第2リンク402は、モード切換ポイントXにおける最終変速比RCを実現するパルス数PXが出力されたときの位置A(RC)まで進出する。

【0090】ここで、ロッド406あるいは第2リンク402は、ステップモータ404のパルス数が小さくなるに従ってb, f方向に移動し、ステップモータ404のパルス数が大きくなるに従ってa, e方向に移動する。そして、モード切換ポイントXにおける最終変速比RCを実現するパルス数PXは、図5に示すように、変速制御の実行範囲内において最も小さいパルス数である。したがって、ロッド406あるいは第2リンク402が上記位置A(RC)まで進出しても、制御圧Pso1でトルク制御中のスプール202は図2において必ずそれよりも右側にあり、第2リンク402とスプール202とが衝突することはない。

【0091】次いで、ステップS5で、最終変速比Rが

モード切換ポイントXにおける最終変速比RCに至ったか否かを判定する。その結果、YESのときは、ステップS6に進む。

【0092】次いで、ステップS6で、ハイモードクラッチ70を締結する。つまり、ローモードクラッチ60とハイモードクラッチ70とが共に締結されることにより、トロイダル変速比が固定され、最終変速比がモード切換ポイントXにおける最終変速比RCに固定される。

【0093】そして、この状態で、ステップS7で、トルク制御からレシオ制御に切り換える。すなわち、ステップモータ404を用いてロッド406を進出させ、リンク機構400を介してスプール202の位置を制御すると共に、リニアソレノイドバルブ108で生成される制御圧Pso1をドレインする。

【0094】そして、トルク制御からレシオ制御への切換えが終了したら、ステップS8で、ローモードクラッチ60を解放する。これにより、ハイモードクラッチ70のみが締結されたハイモードに切り換わる。

【0095】以上に準じて、ステップS9からステップ15も行なわれる。ステップS9では、レシオ制御を実行する。すなわち、ロッド406及びリンク機構400を介してステップモータ404を用いてスプール202の位置を制御して変速を実行すると共に、リニアソレノイドバルブ108による制御圧Pso1をドレインする。

【0096】次いで、ステップS10で、最終変速比Rが所定の変速比Rrtより大きいかな否かを判定する。この所定変速比Rrtは、レシオ制御からトルク制御への切換動作を開始するときの最終変速比であり、図5に示すように、ローモードLとハイモードHとの切換ポイントXにおける最終変速比RCより小さな値に設定されている。

【0097】この場合も、この切換判定変速比Rrtは、好ましくは、最終変速比Rが切換ポイント変速比RCに至るまでの時間を考慮して設定されている。

【0098】その結果、YESのときは、ステップS11に進む。つまり、モード切換ポイントXに至る手前から、レシオ制御からトルク制御への切換動作を開始するのである。

【0099】次いで、ステップS11で、ステップモータ404によるレシオ制御を実行しつつ、リニアソレノイドバルブ108に対して、ローモードLとハイモードHとの切換ポイントXにおける最終変速比RCを実現するデューティ率を出力する。つまり、制御圧Pso1は、モード切換ポイントXにおける最終変速比RCを実現するデューティ率が出力されたときの圧力B(RC)まで上昇する。

【0100】ここで、モード切換ポイントXにおけるスプール202は図2において最も左側に位置する。したがって、上記圧力B(RC)は、変速制御の実行範囲内

において最も小さい圧力であり、制御圧Pso1がこの圧力B(RC)までドレイン状態から高められても、ステップモータ404でレシオ制御中のスプール202を図2において右側に移動させることはない。

【0101】次いで、ステップS12で、最終変速比Rがモード切換ポイントXにおける最終変速比RCに至ったか否かを判定する。その結果、YESのときは、ステップS13に進む。

【0102】次いで、ステップS13で、ローモードクラッチ60を締結する。つまり、ハイモードクラッチ70とローモードクラッチ60とが共に締結されることにより、トロイダル変速比が固定され、最終変速比がモード切換ポイントXにおける最終変速比RCに固定される。

【0103】そして、この状態で、ステップS14で、レシオ制御からトルク制御に切り換える。すなわち、ステップモータ404でロッド406を最後退位置まで後退させると共に、リニアソレノイドバルブ108で制御圧Pso1を制御して変速を実行する。

【0104】そして、レシオ制御からトルク制御への切換えが終了したら、ステップS15で、ハイモードクラッチ70を解放する。これにより、ローモードクラッチ60のみが締結されたローモードに切り換わる。

【0105】このように、このトロイダル型無段変速機10においては、リニアソレノイドバルブ108で生成される制御圧Pso1によって、増速用油圧PHと減速用油圧PLとの差圧 ΔP が、調圧用リニアソレノイドバルブ105、106によってそれぞれ調整されたライン圧P(L)とリリーフ圧P(R)との差圧となるように、変速制御弁200のスプール202が移動されたときにはトルク制御が実現し、一方、ステップモータ404によって、増速用油圧PH及び減速用油圧PLが変化するように、変速制御弁200のスプール202が移動されたときにはレシオ制御が実現する。

【0106】そして、このトルク制御とレシオ制御とが選択的に切り換えられて実行されるから、スプール202を一つだけ備えた変速制御弁200をただ一つだけ使って、相互に制御形態の異なるトルク制御とレシオ制御とを明確に切り分けて実行することが可能となる。

【0107】そして、特に、低速前進時及び後進時に達成され、レシオ制御にとって不利で、トルク制御にとって有利な、ギヤードニュートラルを含むローモードではトルク制御を実行し、逆に、高速前進時に達成され、レシオ制御にとって有利で、トルク制御にとって不利な、高回転のハイモードではレシオ制御を実行するから、両変速制御が走行状態に応じて適切に使い分けられ、ローモードでのギヤードニュートラルの再現性等に優れ、且つ、ハイモードでの高車速時における変速比の収束性等に優れる最適な変速制御が全走行領域で安定して実現する。

【0108】そして、ローモードとハイモードとの切換えと同期して、つまり、両モードで同一の最終変速比R Cが実現するときに同期して、これらのトルク制御とレシオ制御との切換えを行うから、たとえこの変速制御形態の切換えに伴ってスプール202の位置がずれ、その結果、トラニオン35に供給される増速用油圧P Hと減速用油圧P Lとの差圧 ΔP が変動しても、最終変速比の変動が極めて低く抑制され、モードの切換えによるショックと共に、変速制御形態の切換えによるショックが抑制される。

【0109】特に、ローモードとハイモードとの切換動作が終了するまで（ステップS 8又はS 15に至るまで）の間、ローモードクラッチ60とハイモードクラッチ70とが共に締結されて、最終変速比が両モードで同一の変速比R Cに固定されると共に、そのようにローモードクラッチ60とハイモードクラッチ70とが共に締結されて最終変速比が両モードで同一の変速比R Cに固定されている状態で、変速制御形態の切換動作が終了する（ステップS 7又はS 14）から、モードの切換え及び変速制御形態の切換えによるショックの抑制がより一層確実に保証される。

【0110】さらに、その場合に、トルク制御の終了とレシオ制御の開始とを同時に行い（ステップS 7）、また、レシオ制御の終了とトルク制御の開始とを同時に行う（ステップS 14）から、相互に異なる形態の変速制御がオーバーラップせず、且つ変速制御自体に空白が生じたりしない。それゆえ、両変速制御の切換えが、明確に切り分けられて、滑らかに移行し、これによっても、最終変速比の変動の抑制、及び変速制御形態の切換えによるショックの抑制が図られる。

【0111】なお、以上においては、レシオ制御でスプール202の移動に用いられる第2リンク402を、トルク制御でスプール202の移動に用いられる制御圧P s o lの制御圧ポート212の側に突入させたが、これに代えて、スプール202の反対側の端部（図2においてスプリング203が内装された右側の端部）の側に突入させることもできる。

【0112】前者の場合では、トルク制御とレシオ制御とでスプール202への作用部が同じ側であるから、反対側に配置した単一のスプリング203をトルク制御用とレシオ制御用とに兼用でき、一方、後者の場合では、制御圧ポート212に第2リンク402突入用の孔が設けられないから、制御圧P s o lのリークが免れる。

【0113】また、以上においては、レシオ制御における変速制御弁200への傾転角のフィードバック、及びステップモータ404による第2リンク402の移動操作をリンク機構400を介して行うようにしたが、これに限らず、第2リンク402の他端部をプリセスクム300に直接当接させたり、第2リンク402をステップモータ404で直接移動操作するようにしてもよい。

【0114】また、以上においては、リンク機構400において、第3リンク403の中間部分にステップモータ404を配置し、両端部分に第1、第2リンク401、402を配置したが、これらの配置関係はいろいろに入れ替えることができる。

【0115】また、以上においては、トラニオン35の制振用のシリンダ室407、及び補圧ライン110を備えたが、必要に応じて省略してもよい。

【0116】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、単一の移動部材を備えた単一の変速制御弁を用いて、相互に形態の異なるトルク制御とレシオ制御との両変速制御を選択的に切り換えて実行可能であるから、簡素で、コンパクト、且つ安価な構成で、両変速制御を走行状態に応じて使い分けることができ、最適な変速制御を全走行領域で安定して実現することができる。本発明は、ギヤードニュートラルを含む低速側のローモードと、高速側のハイモードとを有するトロイダル型無段変速機一般に広く好ましく適用可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の実施の形態に係るトロイダル型無段変速機の機械的構成を示す骨子図である。

【図2】 同無段変速機の変速制御弁とトラニオンの増速用油圧室及び減速用油圧室との関係を示す油圧制御回路図である。

【図3】 同無段変速機の制御システム構成図である。

【図4】 ステップモータのパルス数とトロイダル変速比との関係を示す特性図である。

【図5】 ステップモータのパルス数と最終変速比との関係を示す特性図である。

【図6】 変速制御に用いられる特性図である。

【図7】 差圧とトルクとの関係を示す特性図である。

【図8】 変速制御形態の切換制御動作の一例を示すフローチャート図である。

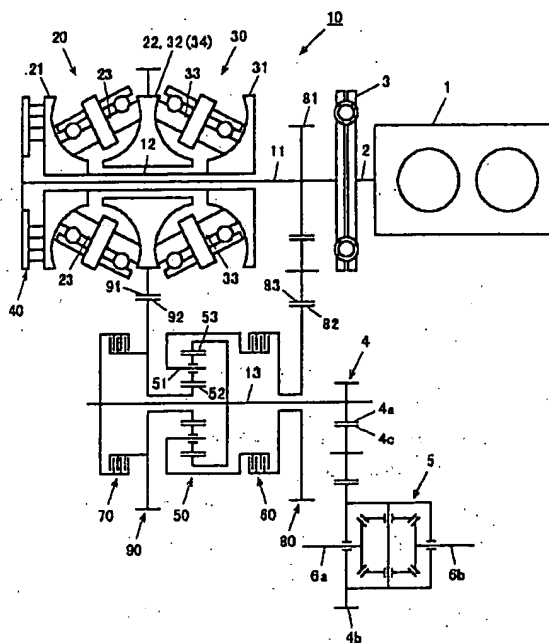
【符号の説明】

- | | |
|--------|----------------------------|
| 10 | トロイダル型無段変速機 |
| 21, 31 | 入力ディスク |
| 22, 32 | 出力ディスク |
| 23, 33 | パワーローラ |
| 35 | トラニオン（支持部材） |
| 38 | 増速用油圧室 |
| 39 | 減速用油圧室 |
| 60 | ローモードクラッチ |
| 70 | ハイモードクラッチ |
| 100 | 油圧制御回路 |
| 105 | ライン圧制御用リニアソレノイドバルブ |
| 106 | リリース圧制御用リニアソレノイドバルブ |
| 108 | トルク制御用リニアソレノイドバルブ（第一の移動手段） |
| 200 | 変速制御弁 |

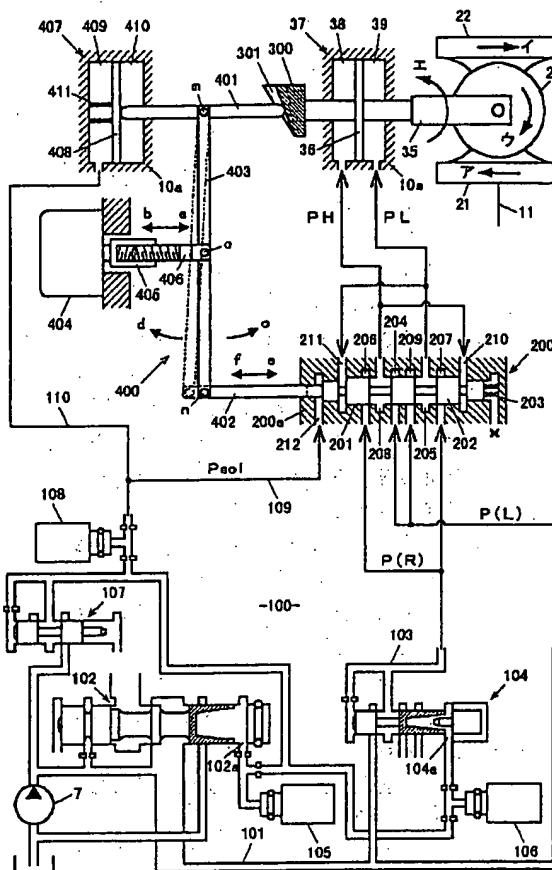
- 202 スプール（移動部材）
404 レシオ制御用ステップモータ（第二の移動手段）

- 400 リンク機構
500 コントロールユニット (変速制御形態切換手段、経路切換手段)

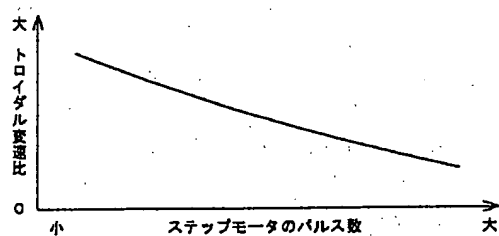
【图 1】



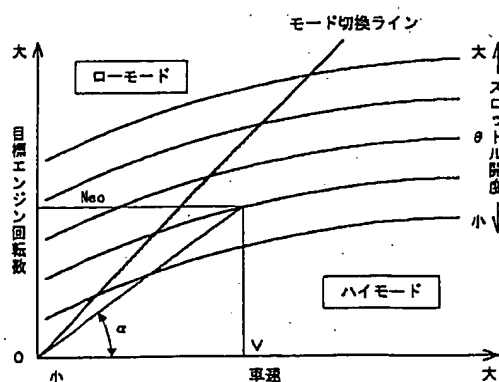
【图2】



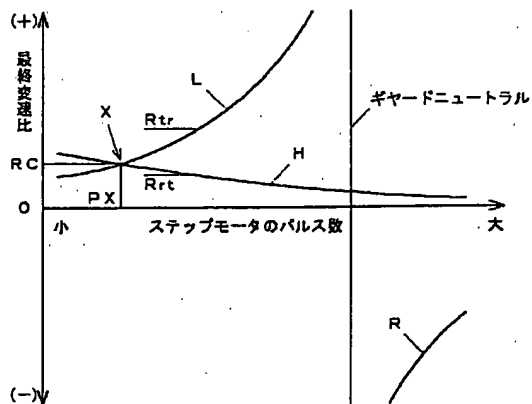
【図4】



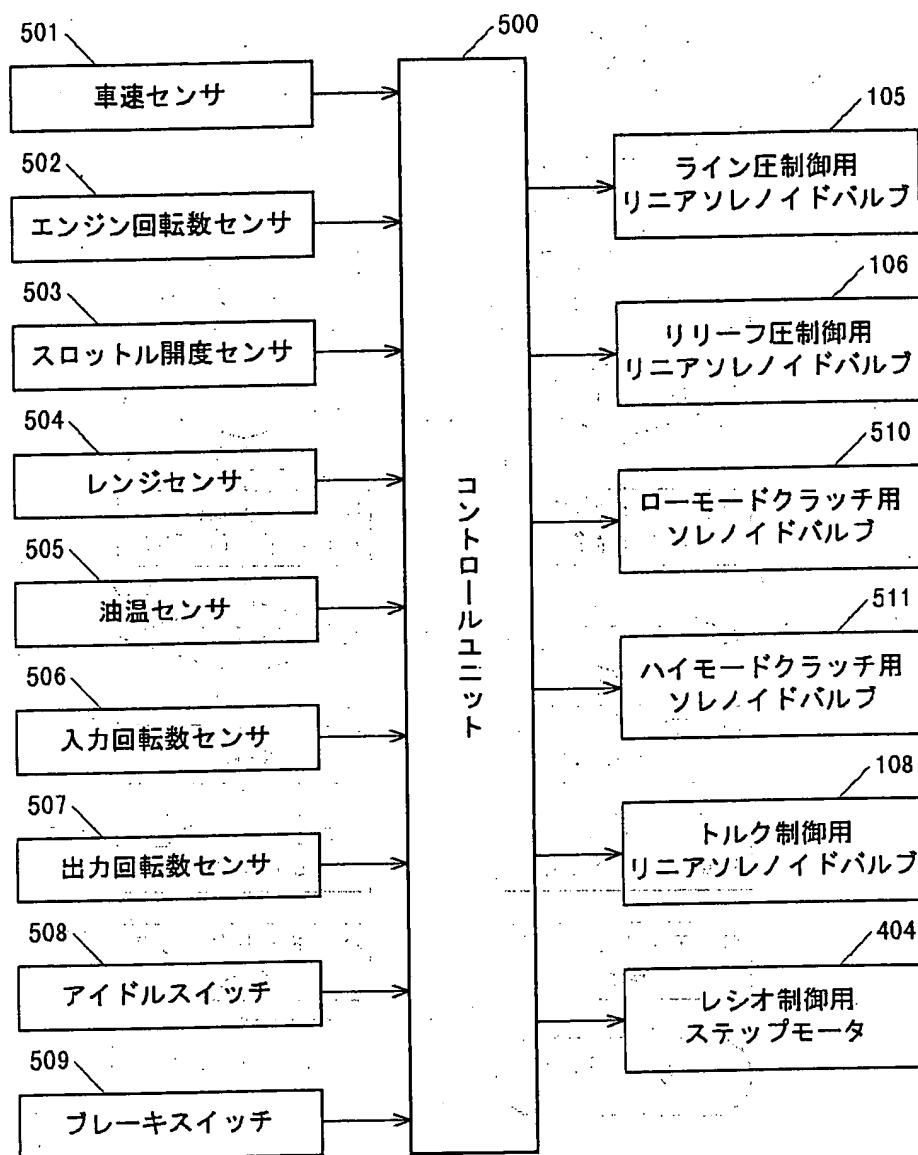
【图 6】



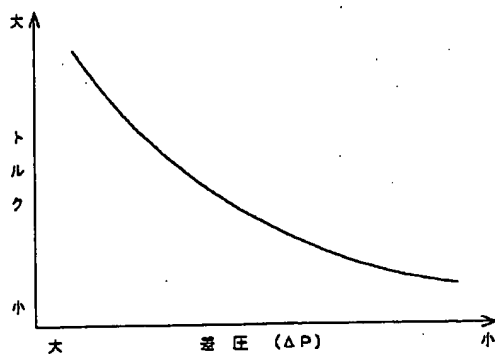
【图 5】



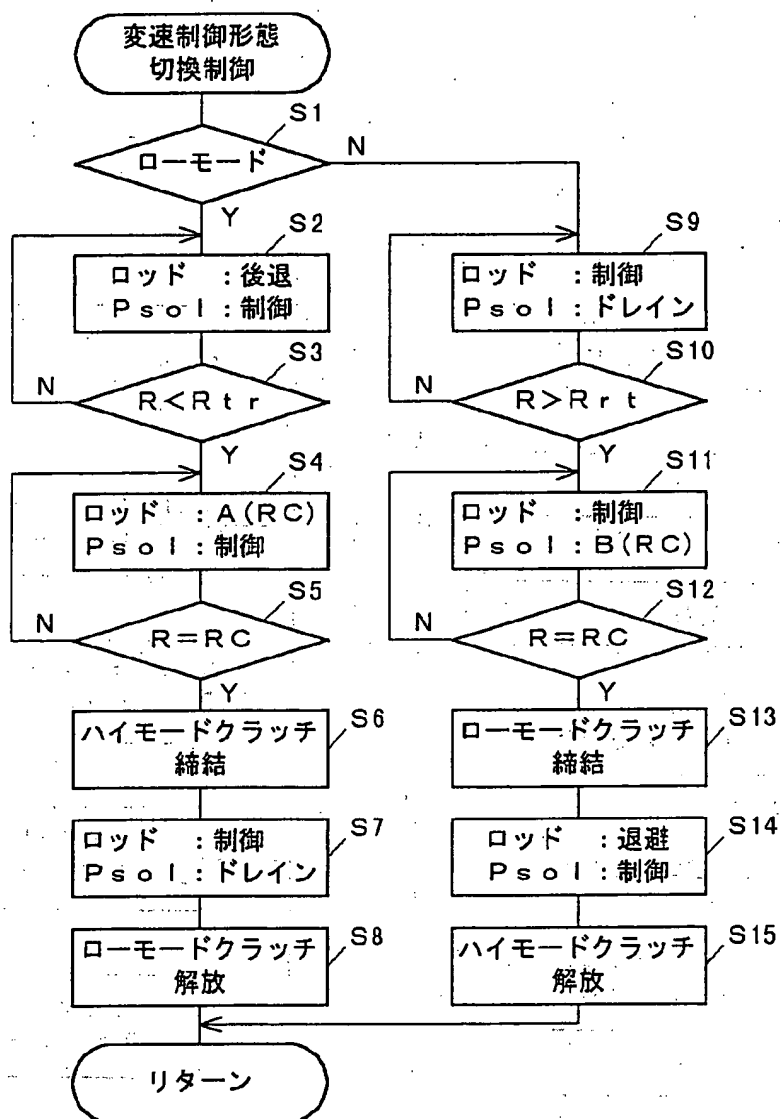
【図3】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7
// F16H 63:06
63:12

識別記号

FI
F16H 63:06
63:12

テーマコード* (参考)

F ターム(参考) 3D039 AB01 AC35 AC39 AC40
3J028 EA25 EB10 EB16 EB50 EB62
FB06 FC13 FC23 FC65 GA01
HC15
3J052 AA01 AA04 AA19 CA21 FB02
FB34 HA02 HA13 KA01 LA01
3J067 AA01 AA21 AB11 AB23 AC34
CA02 CA08 CA09 CA22 CA32
DB04 DB13 DB15 DB32 DB34
FB83 GA01

GEAR RATIO CONTROL DEVICE FOR TOROIDAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent number: JP2001235014

Publication date: 2001-08-31

Inventor: FUKUMA TSUTOMU; EZAKI SEIJI

Applicant: MAZDA MOTOR CORP

Classification:

- international: F16H61/00; B60K17/08; F16H3/44; F16H37/02; F16H61/28

- european:

Application number: JP20000045536 20000223

Priority number(s):

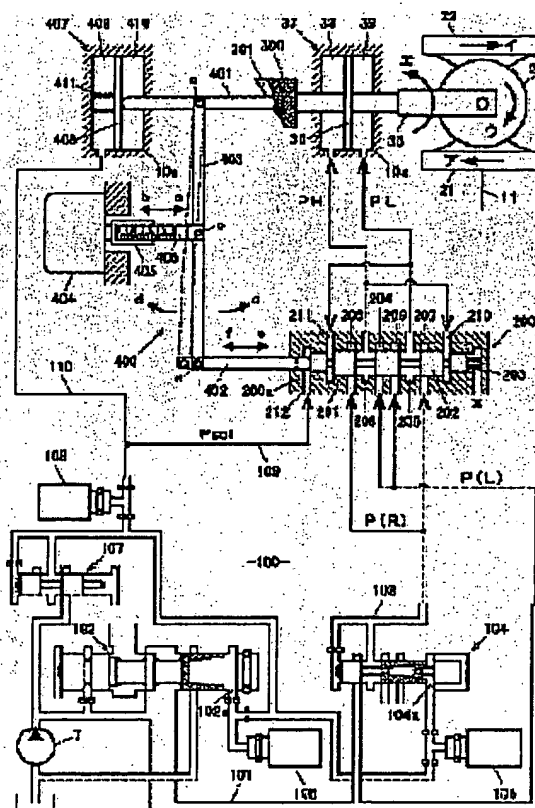
Also published as:

JP2001235014 (J)

Abstract of JP2001235014

PROBLEM TO BE SOLVED: To execute two kinds of speed control of different control states by providing a toroidal continuously variable transmission with only one speed control valve having only one single moving member, without use of an expensive three-layered valve.

SOLUTION: The speed control valve 200 is provided which supplies a speed-increasing pressure PH and a speed-reducing pressure PL respectively to the speed increasing chamber 38 and the speed reducing chamber 39 of a trunnion 35. In a low mode which is achieved during forward and reverse drive at low speed, the spool 202 of the speed control valve 200 is moved using a control pressure Psol produced by a linear solenoid valve 108, so that the differential pressure ΔP between the speed-increasing pressure PH and the speed-reducing pressure PL assumes a predetermined value. In a high mode which is achieved during forward drive at high speed, the spool 202 of the speed control valve 200 is moved using a link 402 operated by a stepping motor 404, so that the speed-increasing pressure PH and the speed-reducing pressure PL vary, producing the differential pressure ΔP .



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.